

ТРАКТОРОБУДУВАННЯ

УДК 621.43

ІЛЬЧЕНКО А.В., к.т.н., доц., ЖДТУ**ЛОМАКІН В.О.**, аспірант, ЖДТУ**ЗМІНА МОМЕНТУ ІНЕРЦІЇ КРИВОШИПНО-ШАТУННОГО
МЕХАНІЗМА ДВИГУНА З ПРИЧІПНИМ ШАТУНОМ**

Отримано математичну модель зміни моменту інерції кривошипно-шатунного механізму з причіпним шатуном двигунів внутрішнього згоряння та визначено вплив масово-геометричних параметрів вказаних механізмів на цю зміну.

Аналіз процесу зміни приведенного моменту інерції кривошипно-шатунних механізмів двигунів з різними типами з'єднання шатуна, постановка задачі дослідження. На сьогоднішньому етапі розвитку автомобілебудування однією з основних задач є покращення екологічності та економічності транспортних засобів. Останні потребують, в першу чергу, контролю та регулювань всіх параметрів двигуна. Однією з найважливіших характеристик роботи двигуна є крутний момент. Враховуючи основний закон динаміки обертового руху, суттєвий вплив на крутний момент чинить приведений момент інерції (ПМІ) кривошипно-шатунного механізму (КШМ).

У випадку одноциліндрового поршневого двигуна внутрішнього згоряння (ДВЗ) ПМІ при зміні кута повороту колінчастого вала (КВ) змінюється за законом, що наведений в [1]. В даному законі всі коефіцієнти та вільні члени визначаються через масово-геометричні параметри (МГП) КШМ поршневого ДВЗ, що дало змогу розробити рекомендації щодо вибору МГП КШМ за умови мінімальної зміни ПМІ КШМ відносно осі КВ.

В [2, 3] були розглянуті найпоширеніші схеми КШМ поршневих ДВЗ та визначені відповідні закони зміни їх ПМІ, проаналізовано коефіцієнти зміни ПМІ КШМ δ , та періоди зміни ПМІ за кутом повороту КВ (табл.). Також було запропоновано період зміни ПМІ КШМ ДВЗ визначити як відношення 360° до кількості не співпадаючих півплощин, що утворені віссю обертання КВ та будь-якою точкою, що лежить на осі шатунної шийки КВ одного ряду циліндрів.


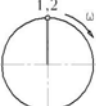
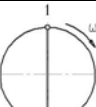

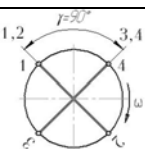
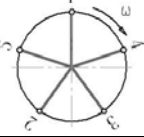
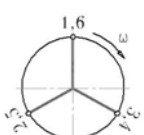
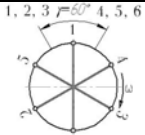
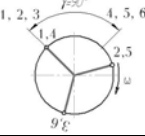
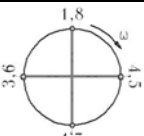
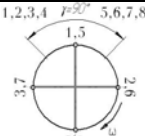

На практиці також використовуються інші схеми КШМ багатоциліндрових поршневих ДВЗ, а саме: опозитні, W-подібні, H-подібні, трикутні, зіркоподібні тощо [6]. Ці КШМ можуть мати один або декілька КВ.

На сьогоднішній день поза увагою авторів залишилися багатоциліндрові ДВЗ з КШМ, що містять причіпні.

Задачею даного дослідження є визначення величин зміни ПМІ КШМ ДВЗ з причіпним шатуном відносно осі КВ в залежності від кута його повороту, оскільки непостійність ПМІ за оберт КВ впливає на КМ будь-яких ДВЗ.

В [6] сумарний ПМІ КШМ V-подібного ДВЗ було запропоновано визначати як суму ПМІ кривошипів правого ряду циліндрів та лівого, враховуючи співвідношення між кутами повороту кривошипів правого і лівого рядів циліндрів.

Таблиця – Зміна ПМІ найрозповсюджених схем КШМ поршневих ДВЗ [2–4]

Число циліндрів	Схема розташування кривошипів рядних ДВЗ	Схема розташування кривошипів V-подібних ДВЗ	Наближена формула визначення зміни ПМІ КШМ	Коефіцієнт зміни ПМІ КШМ, δ_I	Період зміни ПМІ, ° п.к.в.
1		—	$I = A \cos^2 \varphi + B \cos \varphi + C + I_{ш} + I_n + I_k$	0,958	360
2		—	$I = 2(A \cos^2 \varphi + B \cos \varphi + C + I_{ш} + I_n + I_k)$	0,958	360
2		—	$I = 2(A \cos^2 \varphi + C + I_{ш} + I_n + I_k)$	0,138	180
4			$I = 4(A \cos^2 \varphi + C + I_{ш} + I_n + I_k)$	0,138	180
5		—	$I = 2,5(A + 2(C + I_{ш} + I_n + I_k))$	$5,31 \cdot 10^{-5}$	72
6		 	$I = 3(A + 2(C + I_{ш} + I_n + I_k))$	0,01	120
8			$I = 4(A + 2(C + I_{ш} + I_n + I_k))$	0	0
12	—		$I = 6(A + 2(C + I_{ш} + I_n + I_k))$	0	0

Примітка: значення δ_I розраховані для наступних МГП КШМ (без врахування маховика): радіус кривошипа $R=40$ мм, питома маса шатуна $m_{ш}=176,1$ кг/м², питома маса поршня $m_n=111$ кг/м², питома маса одного коліна КВ без противаг $m_k=184,1$ кг/м², відношення радіуса кривошипа до довжини шатуна $\lambda=0,286$, відносна відстань від осі поршневого пальця до ЦМ шатуна $x_L=0,75$, відносна відстань від осі КВ до ЦМ коліна вала без противаг $k=0,59$, діаметр поршня $D_n=70$ мм, ПМІ відносно осі, що проходить через ЦМ шатуна $I_{ш}=2,75 \cdot 10^{-3}$ кг·м², ПМІ поршневої групи $I_n=2,55 \cdot 10^{-4}$ кг·м² та ПМІ коліна вала без противаг $I_k=4,39 \cdot 10^{-4}$ кг·м².

Виклад основного матеріалу. У випадку опозитного ДВЗ для знаходження сумарного моменту інерції КШМ підходить методика щодо V-подібних двигунів за умови $\gamma = 180^\circ$. На практиці також часто використовуються КШМ з шатунами центрального з'єднання. В цьому випадку необхідно враховувати, що шатуни (центральный та внутрішній) мають різну геометричну форму та центральні моменти інерції (ЦМІ), та також використовувати методику щодо V-подібних двигунів.

Розглянемо КШМ ДВЗ з причіпним шатуном. Така схема КШМ найчастіше використовується в V-, W- та зіркоподібних ДВЗ [7, 9]. Загальна схема КШМ з причіпним шатуном V-подібного ДВЗ зображена на рис. 1.

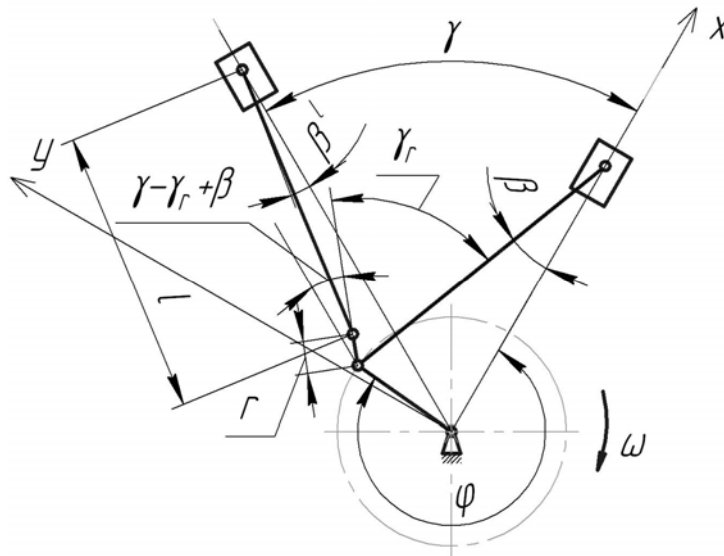


Рисунок 1 – Схема КШМ з причіпним шатуном V-подібного ДВЗ

В загальному випадку величини $\gamma_r \neq \gamma$. Зазвичай в сучасних зіркоподібних або багаторядних ДВЗ використовують КШМ з $\gamma_r = \gamma$. В V-подібних дворядних двигунах γ_r незначно відрізняється від γ , наприклад у двигунів В-2 та АМ-34 при $\gamma = 60^\circ$ значення γ_r , відповідно, дорівнюють 57° та $66^\circ 58'$ [9]. Величину r обирають як найменшу, виходячи з конструктивних міркувань: чим менша відстань r , тим ближча кінематика причіпного шатуна до кінематики головного. Основною умовою визначення довжини причіпного шатуна l є забезпечення однакового ступеню стиску в циліндрах.

Для проведення подальшого аналізу прийнемо деякі спрощення: ЦМ головного шатуна лежить на прямій, що з'єднує вісі шатунної шийки та поршневого пальця; будемо вважати, що відносна відстань від осі пальця до ЦМ головного шатуна x_L змінюється в таких же межах, як у випадку рядних ДВЗ, а ЦМ причіпного шатуна лежить посередині його довжини; прийнемо максимальне значення кута розвалу $\gamma = 90^\circ$; відстань r змінюється в межах 20-40 мм; довжина причіпного шатуна $l \approx L - r$; значення інших МГП прийнемо такими ж, як в [8].

Позначимо ЦМІ головного шатуна I_w^z , а причіпного – I_w^n . Прийнемо напрямок осі x вздовж осі циліндра головного шатуна та напрямок осі x^l вздовж осі циліндра причіпного шатуна. В цьому випадку для ПМІ кривошипа головного шатуна при зміні кута повороту КВ справедливий вираз, що наведений в [1]. Координати ЦМ причіпного шатуна та його поршневої групи матимуть вигляд (рис. 1):

$$\begin{cases} x_u^l = R \cos(\varphi - \gamma) + r \cos(\gamma - \gamma_r + \beta) + \frac{l}{2} \cos \beta^l \\ y_u^l = \frac{l}{2} \sin \beta^l \end{cases}; \begin{cases} x_n^l = R \cos(\varphi - \gamma) + r \cos(\gamma - \gamma_r + \beta) + l \cos \beta^l \\ y_n^l = 0 \end{cases}. \quad (1)$$

Відомо, що для КШМ ДВЗ [4]:

$$\begin{aligned} \sin \beta &= \lambda \sin \varphi \\ \sin \beta^l &= \frac{R \sin(\varphi - \gamma) - r \sin(\gamma - \gamma_r + \beta)}{l} \end{aligned} \quad (2)$$

Оскільки в сучасних ДВЗ використовують КШМ з $\gamma_r = \gamma$, а в V-подібних дворядних двигунах γ_r незначно відрізняється від γ , для спрощення подальшого аналізу приймемо $\gamma_r = \gamma$. Тоді вираз (1), враховуючи (2), можна записати, мм:

$$\begin{cases} x_u^l = R \cos(\varphi - \gamma) + r \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \varphi} + \frac{l}{2} \sqrt{1 - \frac{1}{l^2} (R \sin(\varphi - \gamma) - r \sin \varphi)^2} \\ y_u^l = \frac{R \sin(\varphi - \gamma) - r \lambda \sin(\varphi)}{2} \end{cases} \quad (3)$$

$$\begin{cases} x_n^l = R \cos(\varphi - \gamma) + r \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \varphi} + l \sqrt{1 - \frac{1}{l^2} (R \sin(\varphi - \gamma) - r \sin \varphi)^2} \\ y_n^l = 0 \end{cases}$$

Враховуючи (3) та теорему Штейнера, ПМІ відносно осі КВ причіпного шатуна та його поршневої групи, можна записати, кг·м²:

$$I_p^n = I_u^n + I_n + 0,79 D_n^2 \cdot \left[m_n \left(R \cos(\varphi - \gamma) + r \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \varphi} + l \sqrt{1 - \frac{R^2}{l^2} \left(\sin(\varphi - \gamma) - \frac{r}{L} \sin \varphi \right)^2} \right)^2 + m_u \left[\left(R \cos(\varphi - \gamma) + r \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \varphi} + \frac{l}{2} \sqrt{1 - \frac{R^2}{l^2} \left(\sin(\varphi - \gamma) - \frac{r}{L} \sin \varphi \right)^2} \right)^2 + \left(\frac{R \sin(\varphi - \gamma) - r \lambda \sin(\varphi)}{2} \right)^2 \right] \right] \quad (4)$$

В (4) входять радикали $\sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \varphi}$ та $\sqrt{1 - \frac{R^2}{l^2} \left(\sin(\varphi - \gamma) - \frac{r}{L} \sin \varphi \right)^2}$. Перший майже завжди дорівнює одиниці, тому їм можна знехтувати [8]. Другий приймає значення також близькі до одиниці, але лише при максимально можливих значеннях радіуса кривошипа R та мінімальній відстані r , що на практиці справедливо далеко не завжди, отже, кг·м²:

$$I_p^n = I_{uu}^n + I_n + 0,79D_n^2 \cdot \left[m_n \left(R \cos(\varphi - \gamma) + r + l \sqrt{1 - \frac{R^2}{l^2} (\sin(\varphi - \gamma) - \frac{r}{L} \sin \varphi)^2} \right)^2 + m_{uu} \left[\left(R \cos(\varphi - \gamma) + r + \frac{l}{2} \sqrt{1 - \frac{R^2}{l^2} (\sin(\varphi - \gamma) - \frac{r}{L} \sin \varphi)^2} \right)^2 + \left(\frac{R \sin(\varphi - \gamma) - r \lambda \sin(\varphi)}{2} \right)^2 \right] \right] \quad (5)$$

Остаточню ПМІ КШМ з причепними шатунами у залежності від кута повороту КВ матиме вигляд, $\text{кг}\cdot\text{м}^2$:

$$I_p = A \cos^2 \varphi + B \cos \varphi + C + 2I_n + I_k + I_{uu}^c + I_{uu}^n + 0,79D_n^2 \cdot \left[m_n \left(R \cos(\varphi - \gamma) + r + l \sqrt{1 - \frac{R^2}{l^2} (\sin(\varphi - \gamma) - \frac{r}{L} \sin \varphi)^2} \right)^2 + m_{uu} \left[\left(R \cos(\varphi - \gamma) + r + \frac{l}{2} \sqrt{1 - \frac{R^2}{l^2} (\sin(\varphi - \gamma) - \frac{r}{L} \sin \varphi)^2} \right)^2 + \left(\frac{R \sin(\varphi - \gamma) - r \lambda \sin(\varphi)}{2} \right)^2 \right] \right] \quad (6)$$

Для подальшого аналізу (6) прийнемо спрощення: $I_{uu}^c = I_{uu}^n = I_{uu}$, а значення інших МГП – згідно [8].

Проаналізувавши вираз (6) при всіх можливих значеннях МГП КШМ ДВЗ було встановлено, що коефіцієнт зміни ПМІ КШМ ДВЗ δ_I приймає мінімальне значення 0,42 (без врахування суми $2I_{uu} + 2I_n + I_k$) при мінімально можливому значенні діаметра поршня D_n , мінімально можливому значенні відношення радіуса кривошипа до довжини шатуна λ , максимально можливих відносній відстані від осі пальця до ЦМ шатуна x_L та відносній відстані від осі КВ до ЦМ коліна вала без противаг k , мінімально можливих значеннях питомої маси поршневої групи m_n , шатуна m_{uu} та радіуса кривошипа, максимально можливому значенні кута розвалу циліндрів γ , максимально можливому значенні питомої маси кривошипа m_k та мінімальній відстані r .

Вираз (6) показує закон зміни ПМІ одного причепного та головного шатунів. У випадку багатоциліндрового (більше 2-х) V-подібного ДВЗ з причепними шатунами необхідно знайти суму всіх пар шатунів з відповідним зміщенням, $\text{кг}\cdot\text{м}^2$:

$$I_p = \sum_{i=1}^m \left[\begin{aligned} & A \cos^2(\varphi + \alpha_i) + B \cos(\varphi + \alpha_i) + C + 2I_n + I_k + I_u^e + I_u^n + 0,79D_n^2 \cdot \\ & \left(m_n \left(\frac{R \cos(\varphi - \gamma + \alpha_i) + r +}{l \sqrt{1 - \frac{R^2}{l^2} (\sin(\varphi - \gamma + \alpha_i) - \frac{r}{L} \sin(\varphi + \alpha_i))^2}} \right)^2 + \right. \\ & \left. m_u \left(\frac{\frac{l}{2} \sqrt{1 - \frac{R^2}{l^2} (\sin(\varphi - \gamma + \alpha_i) - \frac{r}{L} \sin(\varphi + \alpha_i))^2}}{\left(\frac{R \sin(\varphi - \gamma + \alpha_i) - r \lambda \sin(\varphi + \alpha_i)}{2} \right)^2} \right)^2 \right) \end{aligned} \right] \quad (7)$$

Висновки

1. Розроблена та досліджена математична модель зміни приведенного моменту інерції кривошипно-шатунного механізму з причіпним шатуном V-подібного двигуна внутрішнього згоряння.

2. Встановлено, що для забезпечення мінімального значення коефіцієнта зміни моменту інерції кривошипно-шатунного механізму з причіпним шатуном відносно осі обертання колінчастого вала необхідно максимально зменшувати діаметр поршня, відношення радіуса кривошипа до довжини шатуна, питому масу шатуна, поршневої групи та радіус кривошипа, максимально збільшувати кут розвалу циліндрів та питому масу коліна вала, необхідно конструювати шатун так, щоб його центр мас максимально наближався до шатунної шийки колінчастого вала, а коліно колінчастого вала сконструювати так, щоб його центр мас лежав якнайдалі від осі його обертання. Також необхідно максимально наближати вісь кріплення причіпного шатуна до осі шатунної головки головного шатуна.

Список літератури: 1. Грабар І.Г., Ільченко А.В., Ломакін В.О. Математичне моделювання процесу зміни момента інерції кривошипно-шатунного механізму двигуна внутрішнього згоряння // Вісник ЖДТУ №4 (43), 2007 р. – с. 15-25. 2. Ільченко А.В., Ломакін В.О. Зміна моменту інерції кривошипно-шатунного механізму рядних двигунів внутрішнього згоряння “Восточно-Европейский журнал передових технологий” №1/5 (31), 2008 р. с. 16-21. 3. A.V. Ilchenko, E.V. Zabashta, V. A. Lomakin Change Of The Moment Of Inertia Of V-Type Crank-Connecting Rod Mechanism Of Internal Combustion Engine // // Proceedings Of The International Scientific Conference MECHANICS 2008.–Rzeszów, June 2008. –р. 129-136. 4. Абрамчук Ф.І., Гутаревич Ю.Ф., Долганов К.Є., Тимченко І.І. Автомобільні двигуни: Підручник.–3-тє видання.– К.: Арістей, 2007. – 476 с. 5. Колчин А.И., Демидов В.П. Расчет автомобильных и тракторных двигателей: Учеб. Пособие для вузов. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Высшая школа, 1980. – 400 с., ил. 6. ГОСТ 23550-79 «Двигатели внутреннего сгорания поршневые» Обозначение и нумерация цилиндров. 7. А. Е. Заикин, В. Г. Гаршин, А. Е. Воронцов, Я. С. Адрианов, С. И. Богомолов, Г. Д. Воликов, М. И. Данилов. Под ред. А. Е. Заикина Авиационные двигатели. Конструкция и расчет деталей ВВА КА им. Жуковского. — М.: Оборонгиз, 1941. — 612 с. 8. Грабар І.Г., Ільченко А.В., Ломакін В.О. Моделювання процесу зміни положення центра мас кривошипно-шатунного механізму двигуна внутрішнього згоряння // Вісник ЖДТУ №3 (42). – с. 17-24. 9. А.С. Орлин, Д.Н. Вырубов, Н.И. Костыгов, С.Е. Лебедев под. Ред. А.С. Орлина Двигатели внутреннего сгорания конструкции и расчет – т. 2., М. МАШГИЗ, 1955 – 535 с.